

В.М.Когут, О.З.Горбай
НУ "Львівська політехніка"
ПАСИВНА БЕЗПЕКА АВТОБУСНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ СИДІНЬ

Проведено розрахунок на міцність двомісних штампованих автобусних сидінь для встановлення їх відповідності вимогам єдиним технічним приписам при їх офіційній сертифікації у складі великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів згідно Правил ЄЕК ООН №80.

Ключові слова: сидіння пасажирів, автобус, статична міцність, пластична деформація, пасивна безпека, Правила ЄЕК ООН №80, метод скінченних елементів.

Рис 5. Форм 3. Літ 10

Проведен расчет на прочность двухместных штампованных автобусных сидений для установления их соответствия требованиям единственным техническим предписаниям при их официальной сертификации в составе крупногабаритных пассажирских транспортных средств согласно Правил ЕЭК ООН № 80.

Ключевые слова: сиденье пассажира, автобус, статическая прочность, пластическая деформация, пассивная безопасность, Правила ЕЭК ООН № 80, метод конечных элементов.

The dimensional solid model of a stamped passenger double seat for large wheeled vehicles was developed. It allows to determine the integrity of their designs, the residual deformation of passenger seats after an accident, the level of stress at delayed-control points in the frame, an overall assessment of the stress-strain state of the passenger seat, base and their fasteners. It is set the dependence stresses and strains in the control points (at a height of 0.55 and 0.8 m of the base surface) on the shape of the rack of bases, tube frame assortments and type of base and their anchorages. Based on the analysis of computer models of seat frame revealed the characteristic features of the behavior of elements of base fixed down to the floor and to the body side of the bus. Performed the calculation of strength of double bus seat for establishing their compliance with uniform technical prescriptions for their official certification as part of large-sized passenger road vehicles according to ECE Regulation 80.

Key words: passenger seat, bus, static strength, plastic deformation, the passive safety, UN/ECE Regulation 80, the finite element method.

Постановка проблеми. Нормативними документами щодо пасивної безпеки перевезень пасажирів в автобусах передбачено дотримання ряду вимог. Останні зафіксовані в Правилах FMVSS - 207 [1], - 209 [2], - 210 [3], ЄЕК ООН R14 [4], R16 [5], R17 [6], R80 [7]. Згідно цих документів основним методом встановлення відповідності об'єкту досліджень чинним вимогам традиційно рахуються натурні випробування. Тому, 3D-моделювання перевірки виконання єдиних технічних приписів щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських колісних транспортних засобів (КТЗ) без руйнування експериментальних зразків є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До комплексного підтвердження міцності та пасивної безпеки пасажирських сидінь можна віднести проведення випробувань статичним методом згідно Правил ЄЕК ООН №80[1]. Розрахунок пасажирських автобусних сидінь на міцність, як правило, здійснюється методами скінченних елементів (МСЕ), причому з застосуванням складних і дорогих комплексів, таких як LS-DYNA[8] при моделюванні перекидання автобуса на бік. Моделюванню статичного методу перевірки виконання єдиних технічних приписів щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських колісних транспортних засобів (КТЗ) і офіційного затвердження цих транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їх кріплень присвячені роботи [9, 10] авторів даної публікації.

Мета. Проведення методами комп'ютерного 3-D-моделювання статичних випробувань згідно Правил ЄЕК ООН 80 R для штампованих пасажирських сидінь великогабаритних КТЗ.

Результати досліджень. На відміну від розповсюджених на сьогоднішній день конструкцій сидінь, виконаних переважно з трубчастого профілю [9, 10], менш дослідженими залишаються штамповані конструкції пасажирських автобусних сидінь. Саме така штампована конструкція товщиною 2 мм, виготовлена зі Сталі 20, покладена в основу даного 3D-моделювання (рис. 1). Для зменшення ваги, послаблення каркаса й збільшення його податливості модель сидіння отримала вирізи. Останнє є дуже важливим для отримання необхідних переміщень у контрольних точках згідно вимог статичних випробувань Правил ЄЕК ООН R80 [7].

Висота Н1 прикладання навантаження Р1 складає 781 мм відносно базової поверхні, а висота Н2 прикладання навантаження Р2 – 533 мм, відповідно. Розрахуємо значення навантажень Р1 та Р2, що прикладаються до спинки сидіння паралельно до горизонтальної площини та позовжньої осі автобуса (рис.1):

$$P_1 = \frac{1000}{H_1} \pm 50 = \frac{1000}{0,781} + 50 = 1330 \text{ Н} \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{2000}{H_2} \pm 100 = \frac{2000}{0,533} + 100 = 3852 \text{ Н} \quad (2)$$

Логічним продовженням досліджень відповідності каркаса сидіння вимогам Правил ЄЕК ООН № 80 є аналіз міцності конструкції, представлена у вигляді твердотілої моделі (*solid*-моделі), що забезпечує вищу точність розрахунку, дозволяє врахувати пластичні деформації (допускається фізична нелінійність). Основна перевага *solid*-методу полягає в можливості переходу від вузлових з'єднань стрижнів до фактичних об'ємних з'єднань труб та інших елементів конструкції, що відповідають натурним. На відміну від стрижневого (*beam*) представлення, твердотіла модель є набагато складнішою з точки зору її побудови та аналізу, що пов'язано з необхідністю, в першу чергу, розбиття моделі на СЕ різного розміру та конфігурації.

Проведено дослідження трьох варіантів виконання штампованого сидіння з наступними основами: зі стійкою (рис. 2, а), з боковим консольним закріпленням (рис. 2, б) та з додатковим поручнем, що кріпиться до каркаса даху (рис. 2, в).

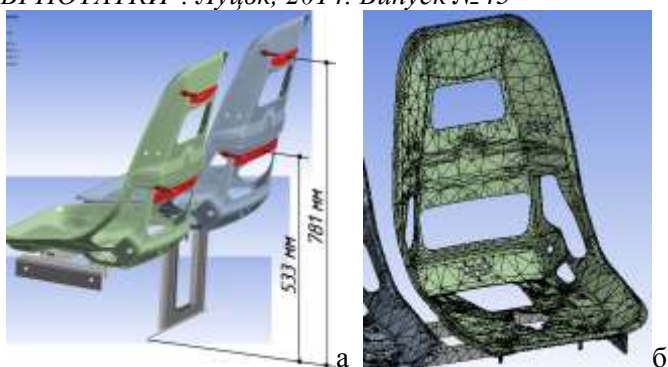


Рис. 1. Модель сидіння, виготовленого зі штампованого листа: а) – *solid*-модель; б) – МКЕ-модель

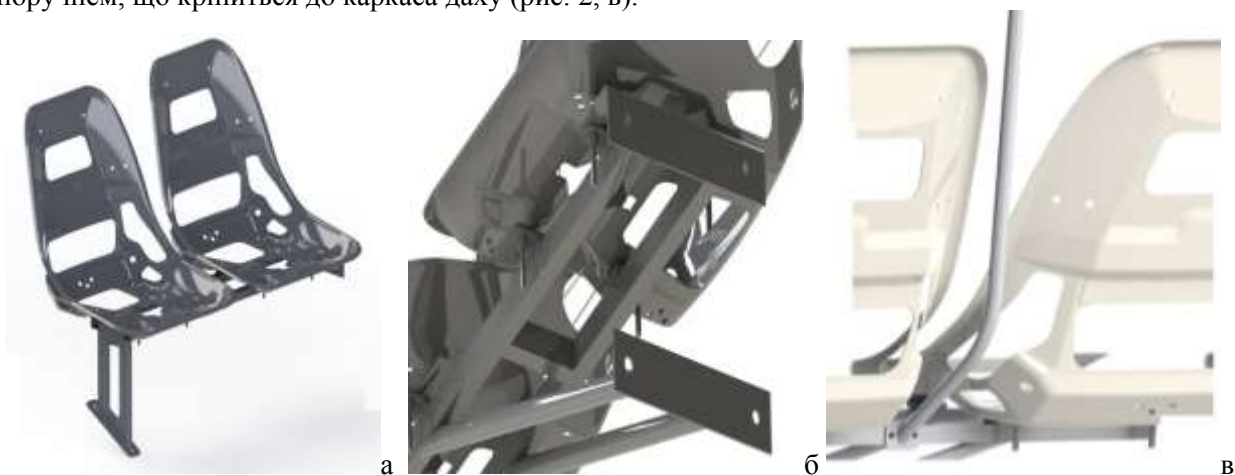


Рис. 2. Тривимірна модель сидіння з основою на стійці (а), консольною конструкцією кріплення до боковини автобуса (б), з поручнем (в)

Перший варіант виконання має вертикальну стійку, виконану з профілю товщиною 2 мм та отвір у центрі для економії матеріалу, однак цим не знижує жорсткості конструкції. Нижня частина стійки приварена до пластини товщиною 3 мм з двома отворами діаметром 10 мм під болтове з'єднання. У моделі імітовано зварне з'єднання даної пластини, що виконує роль фланця кріплення основи до каркаса колісної арки автобуса та стійки (рис. 2, а).

Другий варіант є актуальним для низькопідлогових машин типу *Low-entry* та *Low-floor* дозволяючи зручне виконання прибирання підлоги автобуса. Його основа не кріпиться стійками до підлоги, проте консольно зав'язана з боковиною автобуса через дві підпорні круглі труби 20x2 мм (рис. 2, б). Дані труби приварені до сталевій пластини 265x50x3 мм з двома отворами під болтове з'єднання 10 мм, а фланці кріпляться до боковини сидіння на рівні висоти 200 мм.

Виходячи з того, що варіант б) характеризується вищою податливістю, у порівнянні з «класичним» варіантом а), зі стійкою кріплення до підлоги, у якого набагато менша відстань між опорами кріплення, а значить, суттєво більший момент дії від сил, доцільно посилити його введенням додаткового поручня кріплення до стелі (рис. 2, в). Доцільно також звернути увагу, що часто мо-

жна зустріти варіант конструкції із поручнем, що кріпиться до каркаса одного з сидінь. Таким чином, в результаті навантажень згідно Правил ЄЕК ООН №80, отримано різні значення переміщень спинок правого та лівого сидінь, а отже і величини поглинутої енергії.

Всі розглянуті моделі відносяться до типу *solid*-моделей (твердотілих) та створені у CAD/CAE-програмному середовищі з наступним імпортом у програмний комплекс для МСЕ-аналізу. Умовно послідовність дій МСЕ-аналізу можна представити у вигляді алгоритмічної структури (рис. 3).

У загальному випадку в кожному вузлі є 6 ступенів вільності (3 лінійних переміщення і три кути повороту), але для конкретного завдання окремі ступені вільності можуть виявитися непотрібними. Наприклад, у процесі розв'язку задачі про деформування пласкої п'яти кріплення основи сидіння, навантаженої силами у площині, можна відмовитися від базисних функцій, що описують переміщення площини п'яти, оскільки ці переміщення дорівнюють нулю.

Опис типу включає топологію елемента (плаский трикутник, плаский чотирикутник, багатокутник з криволінійними сторонами, об'ємний елемент – тетраедр, шестигранник тощо). Для них використовуємо базисні функції (чотирикутник із 6 ступенями свободи у вузлі; чотирикутник з 2 — ступенями свободи у вузлі, тощо) і формули для розрахунку пружної енергії. Результатом розв'язку системи рівнянь МСЕ методом переміщень будуть компоненти вузлових переміщень дискретної конструкції пасажирського сидіння. У свою чергу, розрахунок необхідних компонентів напруженого стану виконується поелементно (для кожного СЕ) у наступному порядку:

- формується вектор вузлових переміщень (за допомогою вибірки з глобального вектора вузлових переміщень відповідних компонент);
- якщо локальна система координат не співпадає з глобальною, виконується перетворення вектора вузлових переміщень q^e даного елемента;
- на базі фізичних та геометричних співвідношень формується матриця навантажень/напружень для даного кінцевого елемента – G ;
- розраховується вектор вузлових значень внутрішніх навантажень/напружень для обраного кінцевого елемента – S^e , який залежить від вузлових переміщень за виразом

$$S^e = q^e G. \quad (3)$$

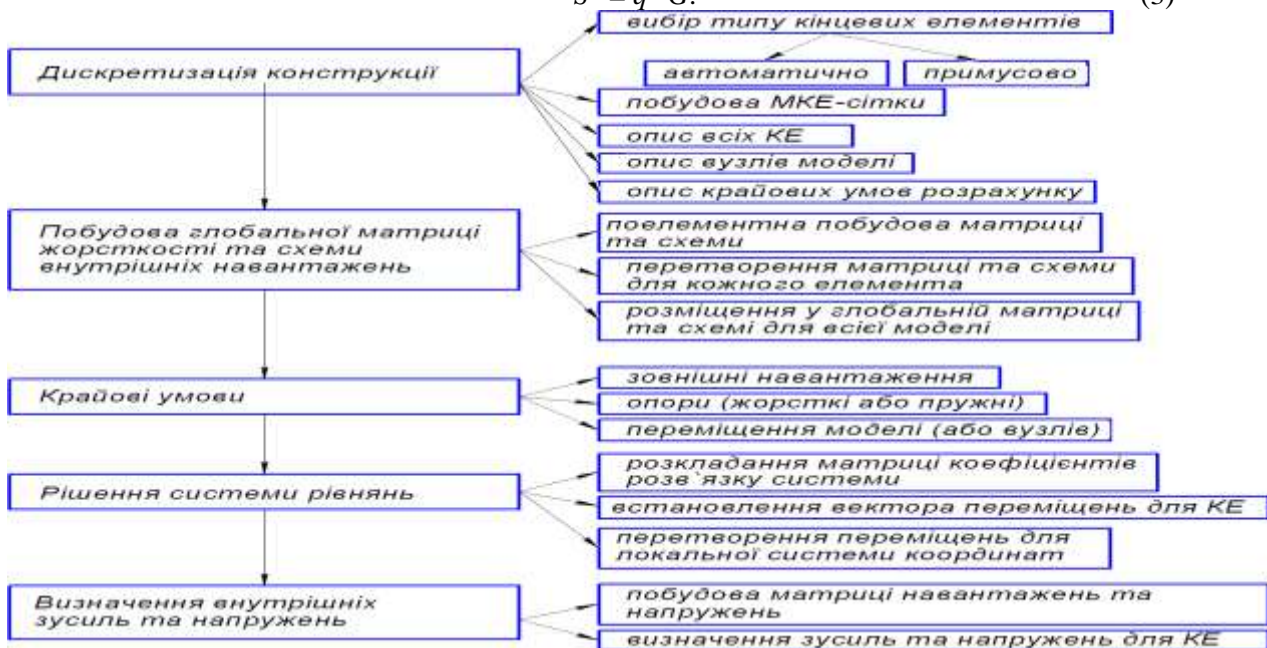


Рис. 3.Схема алгоритму МСЕ-аналізу напружено-деформованого стану пасажирського сидіння автобуса

Розглянемо послідовно властивості складових досліджуваних моделей, починаючи з характеристик матеріалу. Для кожної з моделей сидінь в основу розрахункової моделі взято характеристики з МСЕ-середовища *Ansys* в оригінальному вигляді.

Structural Steel NL > Constants

Density	7,85e-006
Specific Heat	4,34e+005

Structural Steel NL > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
22	2,e+005	0,3	1,6667e+005	76923

Structural Steel NL > Bilinear Isotropic Hardening

Yield Strength MPa	Tangent Modulus MPa	Temperature C
250	1450	22

Безфрикційне (*Frictionless*) закріплення передбачає можливість переміщення стійок основи в горизонтальній площині, проте обмежує її проникнення у площину. Цим імітується стан рівноваги сидіння, ніби воно незакріплене стоїть на поверхні, тертям з котрою нехтуємо. Для фіксації положення основи грані отворів болтових з'єднань жорстко закріплені в моделі типом в'язей *Fixed*. Розглянемо детальніше області закріплення усіх трьох моделей:

- кріпильні отвори під болтові з'єднання моделі зі стійкою мають в'язі типу *Fixed Support*; вона ж зафіксована безфрикційним (*Frictionless*) закріпленням у фланцях стійки, що кріпиться до підлоги, та боковини;

- модель сидіння з консольним кріпленням до боковини автобуса має в'язі *Frictionless Support* на поверхнях двох фланців та *Fixed Support* в отворах болтових з'єднань;

- консольна модель з додатковим поручнем має аналогічні в'язі, проте за допомогою операції *Fixed Support* додатково защемлена за верхню частину поручня.

Загалом модель основи зі стійкою складається з 19 складових елементів. Її вага становить 15,1 кг. Кількість кінцевих елементів МСЕ-моделі наближається 40000, а кількість вузлів – 85376. З результатів розрахунків бачимо, що будучи абсолютно однаковими між собою, ліве та праве сидіння розбиті на різну кількість СЕ: ліве складається з 16160 елементів, що сполучені 33265 вузлами, а праве – з 16189 елементів з 33309 вузлами. Аналогічна ситуація простежується й для абсолютно однакових болтів М8 кріплення основи. Пояснень тут може бути декілька: по-перше, алгоритм розбиття *Ansys Workbench* формує СЕ сітку кожен раз індивідуально (пристосування до складених умов розрахунку), і може починатися, наприклад, не з області кріплення сидіння, а з його верхньої частини, проявляючи при цьому ознаки штучної нейронної мережі; по-друге, основа, до якої кріпляться сидіння, не є симетричною (різний ступінь деталізації в різних її областях).

Модель сидіння з консольним кріпленням складається з 19 складових елементів і є важчою на 0,6 кг. Кількість СЕ у МСЕ-моделі збільшилося до 42699, а кількість відповідних їм вузлів майже на 5000 шт.

Всім елементам, які входять до складу зборки моделі сидіння, задано нелінійні характеристики матеріалу, включно з фізичною нелінійністю матеріалу (*Nonlinear Effects = Yes*). Для прикладу, один з болтів М8 складається з 198 елементів та 408 вузлів, а відповідна йому гайка – з 66 елементів та 473 вузлів. Параметр чутливості до контактної взаємодії, який у середовищі *Ansys Workbench* встановлюється автоматично складає 3,4712 мм (*Tolerance Value*). Загалом модель є складнішою відносно зразка зі стійкою, та вимагає більш детального розбиття на СЕ: ступінь деталізації при розбитті визначається параметром *Relevance*, який для досліджуваної моделі прийнято рівним 0,35. (У рамках функціоналу ПЗ *Ansys Workbench* максимальне значення для *Relevance* - 100). Порівняно з варіантом а), і незважаючи на відсутність стійки кріплення до підлоги, габаритна висота моделі (*Length Y*) зросла з 791,09 мм до 1184 мм). Різниця у габаритних висотах викликана наявністю високого поручня, що кріпиться до системи поручнів даху салону. Порівняно з варіантом б) кількість СЕ зросла на 7 %, а кількість вузлів – на 7,5 % відповідно.

Маса моделі з поручнем становить 16,6 кг, а кількість складових елементів зборки зростає лише на одиницю. Дані по МСЕ-сітці поручня: кількість СЕ поручня складає 3792, а вузлів – 7426. Його габаритна висота складала 971,5 мм, а маса всього - 0,9 кг.

У рамках комп'ютерної імітації натурних випробувань каркаса сидіння визначено також поведінку складових елементів з відповідними парами тертя сталь-сталь. Для пар сталь-сталь коефіцієнт тертя закладено рівним 0,2, що відповідає типовому значенню у стані спокою. Крім болтових з'єднань, всі контактні пари мають коефіцієнт тертя $Frictional = 0,2$. Жорсткий тип *Bonded* (нерухоме сполучення) передбачає болтове з'єднання, наприклад, *Bonded – M8 bolt To gайka*.

Необхідно зауважити, що є хибним твердження про прямопропорційність росту значення *Relevance* у точності розрахунку. У налаштуваннях розбиття на СЕ встановлено параметр *Relevance Center*, рівним *Fine*, що означає покращену деталізацію розбиття у вершинах моделі та складних переходах (болтові з'єднання, тощо). Мінімальне значення довжини ребра кінцевого елемента складало $5,8838e-004$ мм.

Спершу проаналізуємо значення напружень базової моделі зі стійкою. Для неї максимальне значення складало 431,74 МПа та зафіксовано воно у гайці болтового з'єднання лівого кронштейну кріплення за ходом руху сидіння до основи у передній його частині. Максимальні напруження у болті в той же час склали 199,43 МПа, а у кронштейні основи, до якої кріпиться каркас сидіння за допомогою даного болтового з'єднання, значення складало порядку 240 МПа. Складові елементи демонструють досягнення максимальних напружень у різний час (рис. 4).

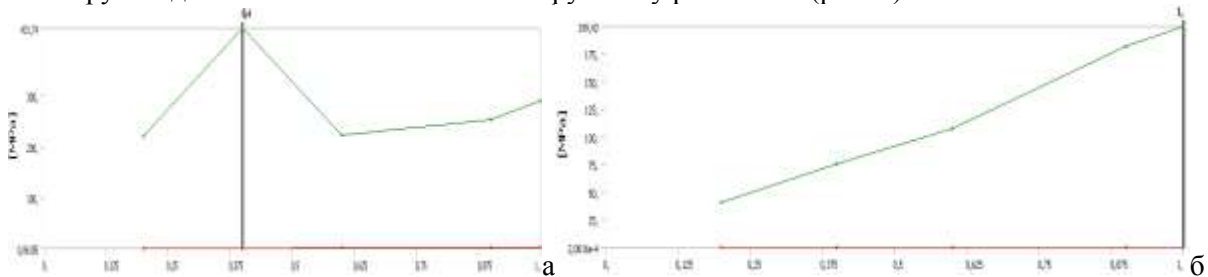


Рис. 4. Графіки напружень у залежності від кроків навантаження: а) – гайка; б) – болт

Розглянемо напружено-деформований стан конструкції на етапі повного поглинання енергії удару. Максимальне значення напружень, рівне 374,74 МПа, зафіксоване у каркасі правого за ходом руху автобуса сидіння, в області його згину, що є очікуваним, адже через дану область проходять найбільші моменти згину. Значення напружень у стійці коливаються від 5 МПа у фланці зі зростанням до 45 МПа у болтових з'єднаннях та до 270 МПа у стійці (рис.5). (Конструктивно ніжка сидіння являє собою зварну конструкцію, що складається зі штампованого листа товщиною 2 мм та плоского фланця кріплення до підлоги товщиною 3 мм).

Разом з основою сидіння (зварна ферма з квадратних труб), стійкою та фланцем, що розрахований на кріплення до кронштейна арки сидіння, формують єдину нерозривну конструкцію, яка в результаті випробувань продемонструвала максимальне значення напружень, рівне 339,81 МПа, що зафіксовано у кронштейні кріплення правого сидіння.

Варіант виконання основи сидіння, розрахований для встановлення на назькопідлогових автобусах типу *Low-entry*, *Low-floor* має одностороннє кріплення до боковини автобуса, а отже, теоретично має гіршу рівномірність порівняно з попередньою конструкцією. Максимальне значення напружень, зафіксоване в процесі навантаження, склало 434,33 МПа. Воно відповідає області контакту передньої гайки з каркасом лівого сидіння. Така ситуація з виявленням максимальних напружень конструкції, що припадають на дану гайку, цілком співпадає з попереднім випадком. У обох випадках гайка витримає реакції, що передаються на неї від болта, зберігаючи цілісність конструкції. Максимальне значення напружень становить 390,02 МПа, що на 3-5 % більше порівняно з попереднім варіантом виконання. Дане значення відповідає області кріплення лівого за ходом руху автобуса сидіння, що є протилежним до моделі сидіння зі стійкою (праве сидіння було більш навантаженим). Протилежна ситуація зі значенням максимальних напружень виникає в основі сидіння 305,81 МПа проти 339,81 МПа в попередньому варіанті (зі стійкою), хоча область, де зафіксований екстремум напружень збігається з тим самим кронштейном кріплення сидіння. Таким чином, даний кронштейн знаходиться у «легших» умовах у складі консольної конструкції, порівняно з попереднім варіантом виконання. Незважаючи на те, що абсолютне значення напружень у консольному варіанті конструкції є нижчим, проте середня величина напружень в основі на 30-35 % вище: 270-300 МПа у трубах (25x2 мм) проти 220-250 МПа у варіанті, що передбачає стійку.

Загалом можемо судити, що консольна конструкція з точки зору напружень за Мізесом має достатній запас міцності, проте значна частина складових елементів знаходиться за межами течучості матеріалу виготовлення (Сталь 20 – 250 МПа). Така ситуація спостерігається в першу чергу в основі сидіння, яка виконує несучу функцію, що в результаті може відбитися на зростанні переміщень при нормативному навантаженні за Правилами ЄЕК ООН R80.

Для третього варіанту основи з консольним кріпленням і додатковим поручень картою напружень виявлено зниження величини напружень на 5 %. Максимальне значення відповідає зоні згину лівого сидіння. Загалом можемо судити про відносну рівномірність конструкції сидіння разом з додатковим поручнем: коливання величини напружень складає 30-40 % між складовими моделі, тобто немає перенавантажених елементів або таких, що мають надлишковий запас міцності.

Незважаючи на те, що основа сидіння продемонструвала максимальне значення напружень на 5 МПа більше, ніж у попередньому варіанті виконання, середнє значення напружень у круглих трубах 20x2 мм на 15-20 % є нижчим за рахунок перерозподілу напружень.

Висновки. В результаті проведеного МСЕ-розрахунку на міцність всі представлені варіанти виконання штампованих сидінь відповідають вимогам Правил ЄЕК ООН R80. Однакові каркаси сидінь достатньо якісно проявили себе на конструктивно відмінних основах, тому можуть вважатися в певній мірі «універсальними» та встановлюватися не тільки на автобусах типу «комбі» та «класичної» компоновки, але й на сучасних низькопідлогових машинах.

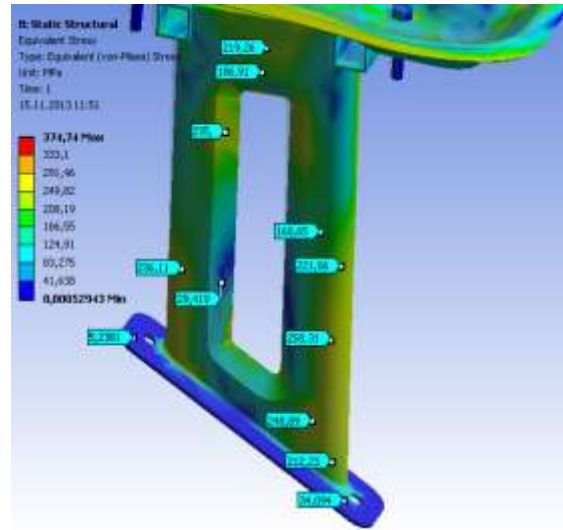


Рис. 5. Карта напружень стійки

Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОВАТКИ". Луцьк, 2014. Випуск №45

1. FMVSS 207 - Seating Systems. U.S. Department of transportation. - Effective 1-1-72. - 46 p.
2. FMVSS 209 - Seat Belt Assemblies. U.S. Department of transportation. - Effective 3-1-67. - 19 p.
3. FMVSS 210 - Seat Belt Assembly Anchorages. U.S. Department of transportation. Effective 7-1-71. - 7 p.
4. ДСТУ UN/ECE R14-03-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження ДТЗ стосовно пристроїв для кріплення ременів безпеки. – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 50 с.
5. ДСТУ UN/ECE R16-04-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження: I. Ременів безпеки та утримувальних систем для водіїв і пасажирів дорожніх транспортних засобів II. Дорожніх транспортних засобів, оснащених ременями безпеки (Правила ЕЭК ООН № 16-04:2000, IDT) – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 151 с.
6. ДСТУ UN/ECE R 17-07:2004 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно сидінь, їхніх кріплень та підголівників (UN/ECE R 17-07:2003, IDT) – Введ. 2006–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 40 с.
7. ДСТУ UN/ECE R 80-00:2002/Зміна № 1:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційного затвердження цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень ((UN/ECE R 80-00:1989/ Corr.1:20007), IDT). – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 44 с.
8. Elitok K. An investigation on the rollover crashworthiness of an intercity coach, influence of seat structure and passenger weight / Elitok K., Dr. Guler M. A., Bayram B., Stelzmann U. // 9th International LS-DYNA Users Conference. – USA, MI, Dearborn, 2006. – 18 p.
9. Когут В.М. Моделювання статичних випробувань пасажирських сидінь автобусів на відповідність правилам №80 ЄЕК ООН Systemy I Srodki transportu samochodowego №4. Seria: Transport. Politechnika Rzeszowska. Rzeszow 2013. - P. 55-74.
10. Когут В.М. Перевірка міцності пасажирських сидінь при офіційному затвердженні великогабаритних пасажирських автобусів/ В.М Когут., О.З. Горбай, І.С.Керницький // Збірник наукових праць СевНТУ. Серія: Машино-приладобудування та транспорт. -2013. Випуск 142. – С. 218 - 223.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2014